

SVEU ILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Marko Šop

Zagreb, 2012.

SVEU ILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zoran Luli , dipl. ing.

Student:

Marko Šop

Zagreb, 2012.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Marko Šop



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Marko Šop**

Mat. br.: 0035163353

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

Određivanje GMT na DMB 128 A motoru tijekom postupka indiciranja motora

Naslov rada na
engleskom jeziku:

Determination of TDC during the DMB 128 A engine indicating

Opis zadatka:

Uz hidrauličku kočnicu SCHENCK D 400 – 1e za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem iz INA Rafinerije nafte Sisak je u Laboratorij za motore i vozila FSB-a prebačena i oprema za indiciranje motora s unutarnjim izgaranjem, te motor DMB 128 A na kojemu se ta oprema nalazila.

Kako bi se uspješno moglo vršiti indiciranje motora, potrebno je točno odrediti položaj gornje mrtve točke (položaj koljenastog vratila motora kada se klip u prvom cilindru motora nalazi u svojoj najvišoj točki).

U sklopu završnog rada potrebno je:

- Opisati način određivanja GMT-a prilikom indiciranja motora (problemi koji mogu nastati tijekom postupka indiciranja kada GMT nije dobro određena, definicija GMT-a, ...)
- Pregled opreme potrebne za određivanje GMT-a.
- Osmisliti i u obliku uputa opisati postupak određivanja GMT-a na DMB 128 A motoru koji se nalazi u Laboratoriju za motore i vozila FSB-a.

Pri izradi se treba pridržavati pravila za izradu završnog rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

14. studenog 2011.

Rok predaje rada:

- 1. rok: 10. veljače 2012.**
- 2. rok: 6. srpnja 2012.**
- 3. rok: 14. rujna 2012.**

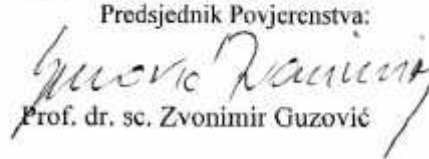
Predviđeni datumi obrane:

- 1. rok: 15., 16. i 17. veljače 2012.**
- 2. rok: 9., 10. i 11. srpnja 2012.**
- 3. rok: 19., 20. i 21. rujna 2012.**

Zadatak zadao:


Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Referada za diplomske i završne ispite

Obrazac DS - 3A/PDS - 3A

SADRŽAJ

SADRŽAJ	5
POPIS SLIKA	6
POPIS TABLICA.....	7
POPIS OZNAKA.....	8
1. UVOD.....	9
2. DEFINICIJA GORNJE MRTVE TO KE	10
3. ODRE IVANJE GORNJE MRTVE TO KE TERMODINAMI KIM PRISTUPOM ..	11
3.1. Osnovna teorija	11
3.2. Modeli prijenosa topline	23
4. ODRE IVANJE GORNJE MRTVE TO KE POMO U SENZORA	26
4.1. GMT sustav senzora tipa 2629A Kistler.....	26
4.1.1. Opis strukture sustava GMT senzora	27
4.1.2. Primjena.....	28
4.2. AVL OT-SENSOR 428	29
5. PRIMJER ODRE IVANJA GMT.....	30
5.1. Ulazni parametri.....	30
5.2. Prora un odre ivanja GMT.....	31
6. ZAKLJU AK.....	35
7. LITERATURA	36

POPIS SLIKA

Slika 1.	Gornja mrtva točka	10
Slika 2.	Dijagram temperatura-entropija kompresije-ekspanzije u cilindru motora	13
Slika 3.	Dijagram temperatura-entropija ne-adijabatske kompresije-ekspanzije	13
Slika 4.	Tlak u cilindru i volumen blizu GMT	14
Slika 5.	Tijek $\delta V/V$ i $\delta p/p$ kao funkcije rotacije radilice	15
Slika 6.	Promjena funkcije gubitka i njezini satavni uvjeti	16
Slika 7.	δF kao funkcija položaja radilice za različite faze pogrešaka	18
Slika 8.	Promjena funkcije gubitaka δF uz prisutnost pogreške kompresijskog omjera (gore) i pogreške tlaka (dolje)	20
Slika 9.	Maksimalna pozicija V/V s različitim omjerima kompresije i za različite omjere klipnjače	22
Slika 10.	Usporedba vrijednosti kuta gubitaka koristeći tri modela prijenosa topline	25
Slika 11.	Struktura sustava GMT senzora	26
Slika 12.	GMT signal u odnosu na kut radilice	28
Slika 13.	Struktura i montaža senzora AVL OT-sensor 428	29

POPIS TABLICA

Tablica 1. Postotak pogrešaka δF_l i δF_m za različite pogreške tlaka	21
Tablica 2. Postotak pogrešaka δF_l i δF_m za različite pogreške kompresijskog omjera	21
Tablica 3. Podaci o motoru.....	30

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A	m^2	Površina izmjene topline u cilindru
A_N	m^2	Površina za izrađun protoka mase
c_p	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet
c_v	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet
d	m	Promjer cilindra
E_p	-	Utvrđena konstanta proporcionalnosti
F	J/kgK	Funkcija gubitaka
h	W/m ² K	Koeficijent izmjene topline
κ	-	Izentropski eksponent
l	m	Duljina klipnjače
m	kg	Masa plina u cilindru
p	Pa	Tlak plina u cilindru
Q	J	Toplina
q	J/kg	Specifična toplina
r	m	Polumjer koljenastog vratila
R'	J/kgK	Plinska konstanta
S	J/kgK	Specifična entropija plina
T	K	Temperatura plina u cilindru
t	s	Vrijeme
$T_{stijemki}$	K	Temperatura stijemki cilindra
u	J/kg	Specifična unutarnja energija plina
v	m ³ /kg	Specifični volumen plina
V	m ³	Volumen cilindra
ϑ	°KV	Pozicija koljenastog vratila
$\vartheta_{gubitaka}$	°KV	Kut gubitaka
λ	-	Omjer klipnjače
ε	-	Volumetrijski kompresijski omjer

GMT- Gornja mrtva točka

DMT- Donja mrtva točka

ATDC- Poslje gornje mrtve točke

CAD- Kut zakreta koljenastog vratila

LPP- Položaj maksimalnog tlaka

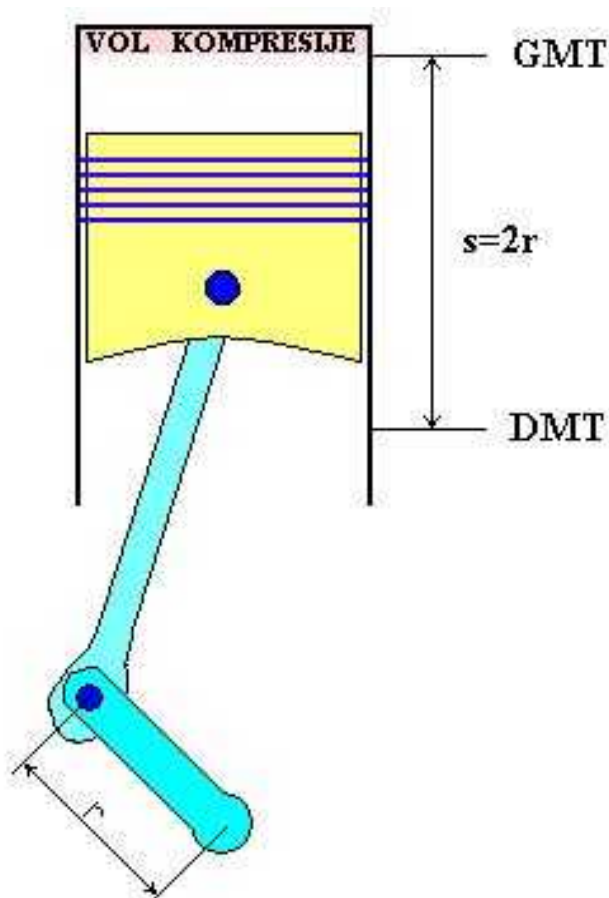
1. UVOD

Analiza tlaka u cilindru danas je nezamjenjiv alat u istraživanju i razvoju motora s unutarnjim izgaranjem. To omogućuje mjerenje nekih važnih performansi koji se odnose na određene parametre, kao što su srednji efektivni tlak, srednje trenje tlaka, potrošnju goriva, brzinu oslobađanja topline, izgorjeli maseni udio, itd.. Nadalje, u budućnosti će automobilski motori vjerojatno biti opremljeni u cilindru sa senzorima tlaka za nadzor i upravljanje kontinuiranog izgaranja kako bi se ispunila sve veća, stroga ograničenja emisija štetnih plinova. Iz tih razloga, analiza tlaka u cilindru mora se provoditi uz maksimalnu točnost, kako bi se smanjili karakteristični učinci koji nastaju zbog pogreške mjerenja. Točno određivanje položaja radilice kad je klip u položaju gornje mrtve točke je od vitalne važnosti, pogreške od jednog stupnja mogu uzrokovati i do 10 % pogrešne procjene srednje efektivnog tlaka i 25% pogreške na oslobodenu toplinu nastalu izgaranjem. Položaj koljenastog vratila (a time i volumen u cilindru) bi trebao biti poznat s preciznošću od najmanje 0,1 stupanj, što nije jednostavan zadatak, čak i ako su dimenzije motora poznate, a odgovara pokretu klipa reda veličine jedne desetine mikrona, što je vrlo teško procijeniti.

Dobro određivanje položaja GMT-e može se provoditi pomoću namjenski kapacitivnih GMT senzora, koji omogućuje dinamičko mjerenje (tj. dok motor radi) u okviru tražene preciznosti od 0,1 stupanj. Takav senzor ima značajne troškove i njegovo korištenje nije jednostavno, jer mora biti postavljen u svjetlo ili otvor brizgaljke u cilindru. Druga opcija pristup može biti pomoću termodinamičkih metoda, gdje je iznos tlaka u cilindru odabran tijekom kompresije i ekspanzije.

2. DEFINICIJA GORNJE MRTVE TOČKE

Gornja mrtva točka (GMT) klipnog mehanizma je točka kada klip dostigne svoj krajnji hod prema kraju cilindra. U tom trenutku je brzina gibanja klipa jednaka nuli, tj. on je zaustavljen u svom gibanju. U toj točki klip završava svoje gibanje prema dnu cilindra i započinje svoj put prema drugom kraju. Kako se klip prestao gibati prema dnu cilindra, ovo je trenutak kada je i volumen unutar cilindra najmanji, a kod motora s unutarnjim izgaranjem se naziva volumen kompresije. Udaljenost između GMT i DMT se naziva stapaj (s).



Slika 1. Gornja mrtva točka

3. ODREĐIVANJE GORNJE MRTVE TOČKE TERMODINAMIČKIM PRISTUPOM

3.1. Osnovna teorija

Procesi kompresije i ekspanzije u gonjenim motorima (tj. bez izgaranja) mogu se opisati promatranjem transformacije energije glede jedinstve mase koja ostaje u cilindru. Prvi zakon termodinamike kaže:

$$\delta q - p\delta v = \delta u \quad [\text{J/kg}] \quad (1)$$

Gdje je:

δq - specifična toplina primljena od strane plina iz stijenke cilindra tijekom rotacije koljenastog vratila $\delta\theta$, J/kg

p - tlak plina, Pa

v - specifični volumen, m^3/kg

δu - promjena specifične unutarnje energije, J/kg

Plinovi koji su uključeni u procesu mogu se pretpostaviti kao idealni plinovi, čime sljedeće jednačbe također vrijede:

$$\left. \begin{aligned} pv &= R'T \Rightarrow \frac{dp}{p} + \frac{dv}{v} = \frac{dT}{T} \\ u &= c_v T \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Gdje je:

R' - plinska konstanta, J/kgK

T - temperatura, K

c_v i c_p - specifični toplinski kapaciteti pri stalnom volumenu i konstantnom tlaku,

koji su funkcije temperature plinova, J/kgK

Utjecaj trenja pri protoku tijekom kompresije-ekspanzije u klipnom stroju nije značajna, jer je tekućina makroskopski "nepokretna". Tada su gubici topline u velikoj mjeri važniji od proto nih gubitaka usljed trenja. Dakle prema drugom zakonu termodinamike, promjena specifične entropije S plinova u cilindru tijekom rotacije $\delta\theta$ je:

$$\delta S = \frac{\delta q}{T} \quad [\text{J/kgK}] \quad (3)$$

s jednadžbama (1) i (2) promjena specifične entropije glasi:

$$\delta S = \frac{\delta q}{T} = c_p \frac{v}{v} + c_v \frac{p}{p} \quad [\text{J/kgK}] \quad (4)$$

Zbog propuštanja mase kroz ventile i klipne prstenove, rasplodiv volumen V plinova u cilindru se povećava, odatle i promjena specifičnog volumena:

$$V = v \cdot m \Rightarrow \frac{dv}{v} = \frac{dV}{V} \cdot \frac{dm}{m} \quad [\text{m}^3] \quad (5)$$

Gdje je:

m - masu u cilindru, kg

V - volumen cilindra, m^3

v - specifični volumen plina, m^3/kg

Zato, s obzirom na konačni prirast " δ " zbog rotacije radilice $\delta\theta$, promjena specifične entropije u jednadžbi (4) sada rezultirati:

$$S = c_p \frac{v}{v} + c_v \frac{p}{p} - c_p \frac{m}{m} \quad [\text{J/kgK}] \quad (6)$$

gdje je δm masa koja ulazi u cilindar tijekom rotacije radilice $\delta\theta$ (otuda $\delta m \leq 0$), stoga promjena tlaka u cilindru je :

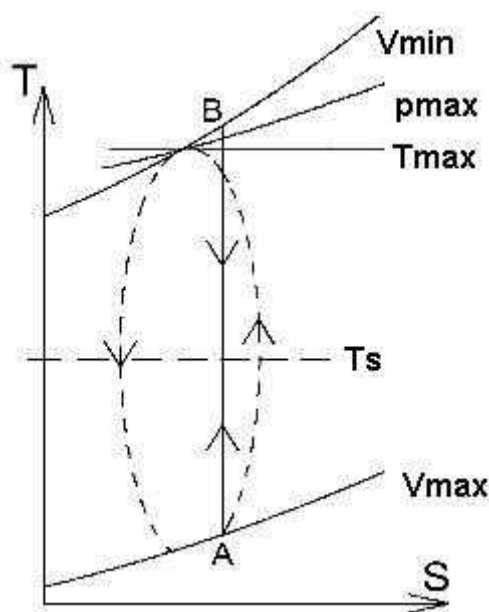
$$p = \frac{1}{V} [Q(-l) - pV] + p \frac{m}{m} \quad [\text{Pa}] \quad (7)$$

Gdje je:

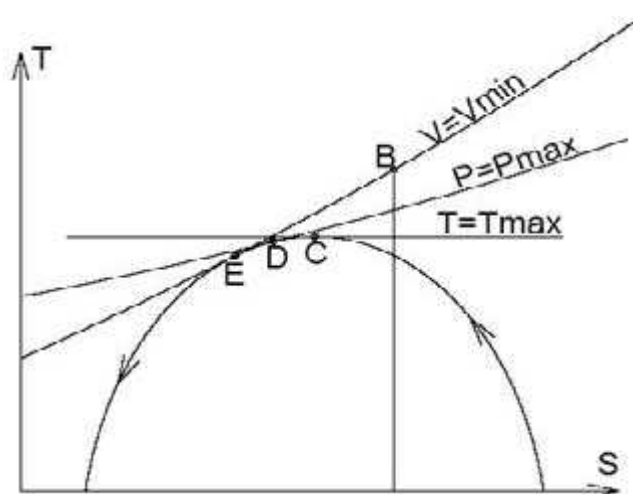
$\delta Q = m\delta q$ - toplina koju je primio plin, J

$= \frac{c_p}{c_v}$ - izentropski koeficijent

U idealnom adijabatskom motoru δQ i δm e biti nula, i tlak e dosegnuti svoj maksimum kada je volumen minimalan ($\delta V = 0$). Kompresija i ekspanzija izazvat e tlak u cilindru simetri an s obzirom na gornju mrtvu to ku i položaj maksimalnog tlaka e se podudarati s položajem gornje mrtve to ke.



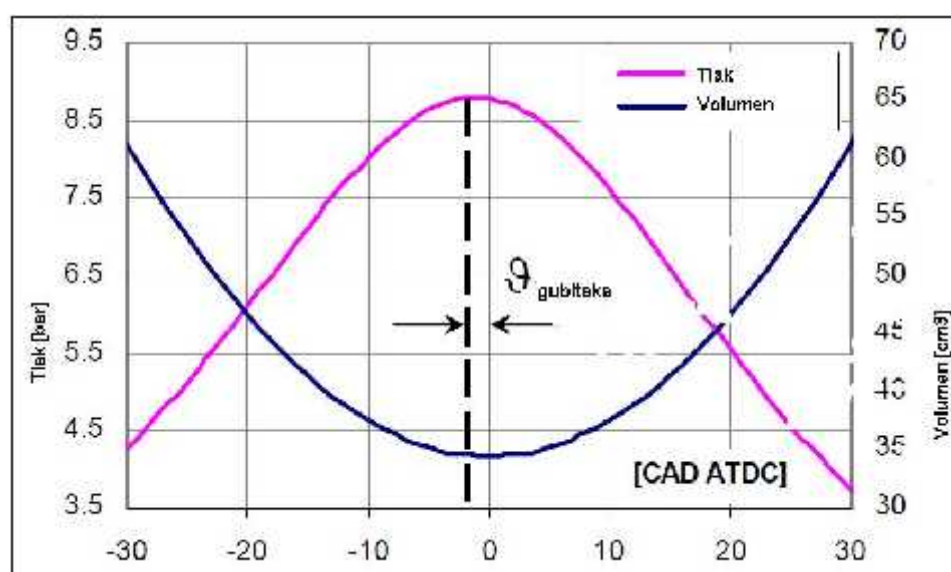
Slika 2. Dijagram temperatura-entropija kompresije-ekspanzije u cilindru motora :
idealni motor (segment AB i BA) i ne-adijabatski motor (crtkana krivulja)



Slika 3. Dijagram temperatura-entropija ne-adijabatske kompresije-ekspanzije:
vrh tlaka (to ka D) javlja se prije GMT (to ka E)

U T, S dijagramu ove dvije evolucije će biti zastupljene s dva podudarna segmenta (AB i BA na slici 1). U stvarnom motoru promjena tlaka uzrokuje promjenu po volumenu i uzrokuje dva fenomena vezana uz stvaran stroj, tj. primljenu toplinu koju primi stijenka cilindra od strane plina δQ (koja je negativna kada je temperatura plina viša od temperature stijenke) i masu propuštanja δm (koja je negativna kada je tlak u cilindru viši od vanjskog tlaka). Jednadžba (7) jasno pokazuje da oba od njih uzrokuju porast tlaka kada je volumen promjene negativan, tj. tijekom kompresije. I prijenos topline i istjecanje plina uzrokuju asimetričnu krivulju tlaka u odnosu na GMT, pomiču i položaj vrha tlaka unaprijed s obzirom na položaj gornje mrtve točke (vidi ne-adijabatski razvoj na slici 3 ili krivulju stvarnog tlaka na slici 4). Kutni razmak između položaja vrha tlaka i položaja GMT se naziva „kut gubitaka“, a odnosi se na energiju i masu gubitaka, a obično podrazumijeva vrijednosti između 0,4 stupnja i 1 stupanj kuta radilice, ovisno o količini prenesene topline i količini pobjegle mase:

$$\vartheta_{\text{gubitaka}} = L_{pp} - L_{GMT} \quad (8)$$



Slika 4. Tlak u cilindru i volumen blizu GMT

(MAP=0,4 bar, n=1000 o/min., $\rho = 10$)

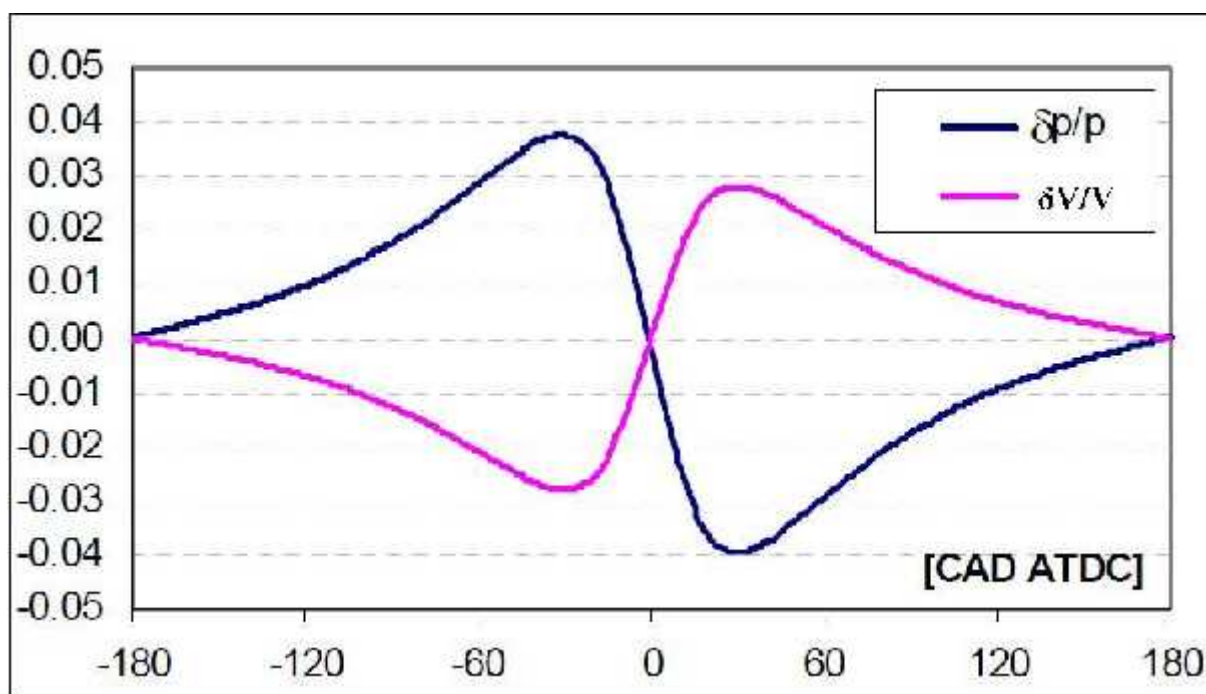
Jednadžba (6) pokazuje da dvije lako mjerljive veličine, tlak u cilindru i volumen, omogućuju ocijenu promjene entropije tj. prijenos topline zajedno s masom propuštanja pomoću funkcija

V/V i p/p , koje se nalaze kao primjer na slici 5; tako da definiraju „funkciju gubitaka“ F :

$$F = c_p \frac{V}{V} + c_v \frac{p}{p} \quad [\text{J/kgK}] \quad (9)$$

to e rezultirati:

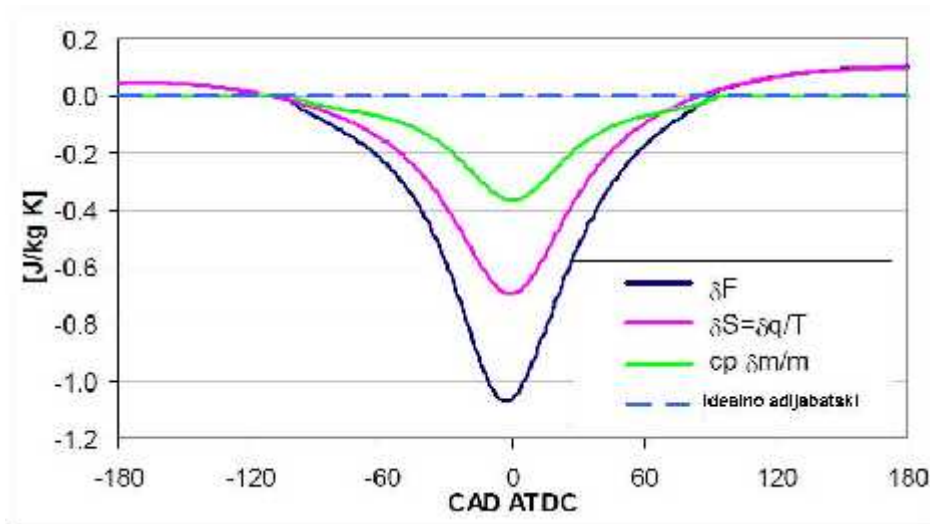
$$F = S + c_p \frac{m}{m} \quad [\text{J/kgK}] \quad (10)$$



Slika 5. Tijek $\delta V/V$ i $\delta p/p$ kao funkcije rotacije radilice
($\delta\theta = 1^\circ \text{KV}$)

Promjena „funkcije gubitaka“ δF , koja sadrži zbroj dva „gubitka“, tada određuje sposobnost stijenki cilindra za razmjenu topline s plinom i pobjegu količinu plina iz cilindra. Kvalitativni tijek promjene „funkcije gubitaka“ u realnom cilindru tijekom procesa kompresije-ekspanzije, zajedno sa svoja dva sastavna uvijeta δQ i $c_p \frac{m}{m}$ prikazan je na slici 6, a odnosi se na proces kompresije-ekspanzije u stvarnom cilindru.

Promjena entropije po inje s pozitivne vrijednosti kad je $T < T_{\text{stijenci}}$, te pada. Prelazi liniju nule kada je $T = T_{\text{stijenci}}$, i doseže minimum u blizini položaja GMT (ovdje je toplinski tok plina koji prelazi na stjenke cilindra najveći), tada se po inje povećavati i postaje pozitivan prije donje mrtve točke (DMT). Relativna masa curenja δm se odnosi na razlike izmeću tlaka u cilindru i vanjskog tlaka, sljedilno kretanje, dostiže minimum u blizini GMT. Proizlazi da u tom položaju, vrijednost funkcije gubitaka izaziva zbroj dva kuta gubitaka.



Slika 6. Promijena funkcije gubitka i njezini sastavni uvijeti
($\delta\theta = 1^\circ \text{KV}$)

Kada tlak plina dosegne vrhunac vrijednosti (tj. LPP), omjer $\delta p/p$ iznosi nula, a jednačba (9) postaje:

$$\delta F_{\text{LPP}} = \left[c_p \frac{V}{V} \right]_{\text{LPP}} \quad [\text{J/kgK}] \quad (11)$$

Posljednja jednačba pokazuje da na mjestu vrhunca tlaka omogućuje se određivanje prirasta funkcije gubitaka δF pomoću vrijednosti V/V koja ovisi samo o geometriji motora (vidi sliku 5 i jednačbu (12)), ako je poznat položaj koljenastog vratila, a time i kut gubitaka. Za centralni okretni mehanizam, funkcija V/V može se izraziti kao:

$$\frac{V}{V} = \frac{\sin(\vartheta) \left(1 + \frac{\cos(\vartheta)}{\sqrt{1^2 - \sin^2(\vartheta)}} \right) \delta \vartheta}{\frac{2}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{1} + 1 - \cos(\vartheta) - \sqrt{1^2 - \sin^2(\vartheta)}} \quad (12)$$

Gdje je:

ε - volumetrijski kompresijski omjer

λ - predstavlja omjer klipnja e (tj. omjer izme u radijusa radilice i duljine klipnja e)

Budu i da je kut gubitaka obi no oko 1 stupanj (0,017 radijana) daljnja aproksimacija može se izraziti kao:

$$\sin(\vartheta_{\text{gubitaka}}) \approx \vartheta_{\text{gubitaka}} \quad \cos(\vartheta_{\text{gubitaka}}) \approx 1$$

Iz toga sledi da na mjestu vrhunca tlaka jednađba (12) postaje:

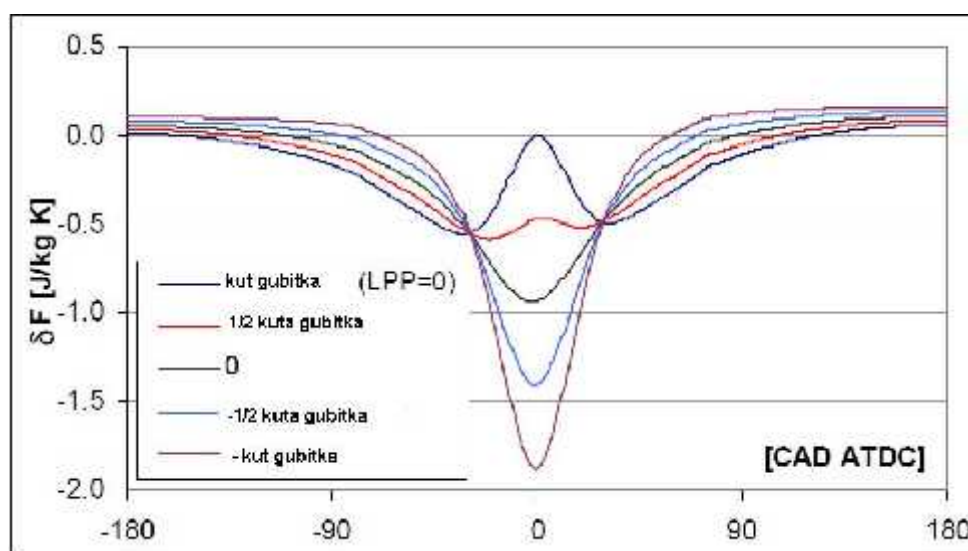
$$\left[\frac{I}{V} - \frac{V}{\vartheta} \right]_{\text{LPP}} = \frac{\vartheta_{\text{gubitaka}} \left(1 + \frac{1}{\sqrt{1^2 - \vartheta_{\text{gubitaka}}^2}} \right)}{\frac{2}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{1} - \sqrt{1^2 - \vartheta_{\text{gubitaka}}^2}} \quad (13)$$

Dakle, pošto je $\vartheta_{\text{gubitaka}}^2 \ll 1^2$, jednađbe (11) i (13) e dati:

$$\vartheta_{\text{gubitaka}} = \frac{2}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\frac{1}{\lambda}}{\frac{1}{\lambda} + 1} \cdot \left[\frac{1}{c_p} \cdot \frac{F}{\vartheta} \right]_{\text{LPP}} \quad [^\circ \text{KV}] \quad (14)$$

To pokazuje da, na mjestu vrhunca tlaka, kut gubitaka može biti lako povezan s prirastom funkcije gubitaka δF .

Nažalost, ova funkcija prolazi kroz velika narušavanja čak i sa malom fazom pogreške između V/V i p/p , kao što je pokazano na slici 6. Ovdje zastupljene krivulje izraunate su uz pretpostavku pogrešaka različitih faza (izražene kao dio kuta gubitaka).



Slika 7. δF kao funkcija položaja radilice za različite faze pogrešaka
($\delta\theta = 1^\circ \text{KV}$)

Kao što se može vidjeti, faze dijagrama tlaka s pogreškama kuta gubitaka znatno utječu na pogrešku procjene funkcije δF . Ta činjenica, bez pouzdanog načina za procjenu δF na položaju vrhunca tlaka, čini jednadžbu (14) beskorisnom.

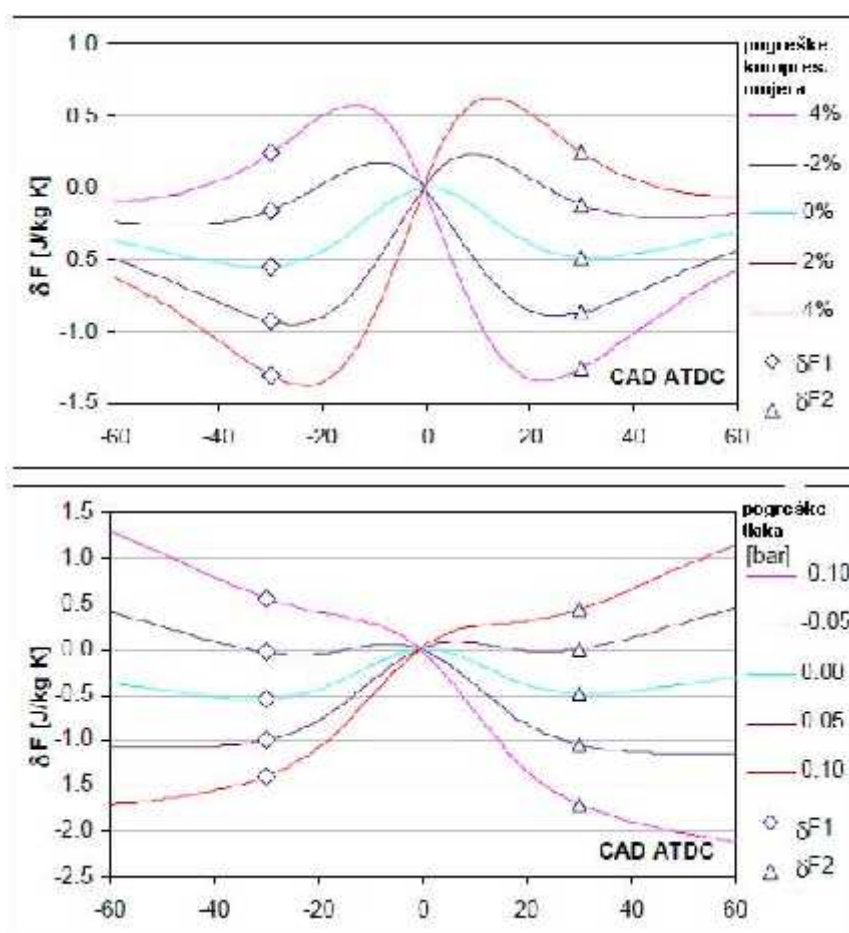
Međutim, slika 5 ukazuje na dvije zajedničke zone svake krivulje. U ove dvije pozicije radilice dvije osnovne funkcije za račun promjene funkcije gubitaka V/V i p/p , ostvaruju svoje ekstremne vrijednosti (oko 30°KV prije i poslije GMT, kao što prikazuje slika 5), i stoga su slabo pod utjecajem pogreške pa samim time kut gubitaka je slabo pod utjecajem grešaka, iz tog razloga, prema jednadžbi (9), u ove dvije pozicije radilice prirast funkcije gubitaka ostaje skoro nepromijenjen. Ta činjenica podrazumijeva uz pretpostavku kad bi došlo do pogreške položaja GMT jednak kut gubitaka. Vrijednosti promjena funkcije gubitaka δF_1 i δF_2 u dvije točke u odnosu na minimum i maksimum funkcije $\delta V/V$ će biti gotovo iste. Stoga, kako bi se utvrdio kut gubitaka iz jednadžbe (14), traži se povezanost između δF_1 i δF_{LPP} , a za određeni motor omjer između δF_1 i δF_{LPP} je gotovo konstantan, tj.:

$$\delta F_{LPP} \approx E_p F_1 = E_p F_{\min} dV/V \quad (15)$$

gdje je E_p utvrđena konstanta. Ova konstanta uglavnom ovisi o omjeru kompresije motora i o zakonu prijenosa topline, a srednja vrijednost se procijenjuje da iznosi 1.95. Tako jednadžba (15) postaje:

$$\delta F_{LPP} \approx 1.95 \delta F_{\min} dV/V \quad (16)$$

Kao rezultat toga, na gornjoj mrtvoj točki mogu se odrediti faze tlaka s pogreškama kutnog gubitaka i izrađivanje unavanje prirasta funkcije gubitaka δF na minimumu V/V odnosno na poziciji $\delta \vartheta_1$, što zahtjeva prema jednadžbi (9) procjenu funkcija V/V i p/p . Nažalost, obje ove funkcije mogu utjecati na pogreške mjerenja. Tlak u cilindru u stvari je izložen pogreškama (prije svega ako se koristi ne-hlađeni piezoelektrični pretvornik). Dok procjena volumena cilindra može predstaviti netočnost koje se odnose na omjer kompresije, koje su obično poznate uz neke aproksimacije. Štoviše, kao što je prikazano u jednadžbi (9), potrebni su specifični toplina pri konstantnom tlaku i volumen, koji su funkcije temperatura plinova. Sve ove nesigurnosti snažno mogu utjecati na procjenu δF_1 , kao što je prikazano na slici 8. Ovdje se promjene funkcije gubitaka izrađuju za obje različite pogreške odnosno za pogreška kompresije (gornja slika) i pogreške tlaka (donja slika).



Slika 8. Promjena funkcije gubitaka δF uz prisutnost pogreške kompreijskog omjera (gore) i pogreške tlaka (dolje) (ciklus tlaka postupno prema $LPP=0$, $\delta\vartheta = 1^\circ\text{KV}$)

Kao što se može vidjeti, uz prisutnost ovih pogrešaka mjerenja, procjenjen δF_l može se znatno razlikovati od stvarnog stoga sprije ava to nu procjenu kuta gubitka. Me utim, slika 7 tako er pokazuje da se δF_1 i δF_2 mogu kretati u razli itim smjerovima kao posljedica pogreške mjerenja. Taj u inak zna i da srednja promjena entropije δF_m je definira kao:

$$\delta F_m = \left(\frac{\delta F_1 + \delta F_2}{2} \right) = \left(\frac{\delta F_{\min dV/V} + \delta F_{\max dV/V}}{2} \right) \quad (17)$$

ostaje gotovo konstantna, kao što je prikazano u tablicama 1 i 2.

Tablica 1. Postotak pogrešaka δF_1 i δF_m za različite pogreške tlaka

pogreške tlaka [bar]	δF_1	δF_m
-0.15	-332%	18%
-0.10	-202%	11%
-0.05	-93%	5%
0.00	0%	0%
0.05	82%	-4%
0.10	155%	-8%
0.15	221%	-11%

Tablica 2 Postotak pogrešaka δF_1 i δF_m za različite pogreške kompresijskog omjera

pogreške komp. omjera	δF_1	δF_m
-6%	-219%	-3%
-4%	-144%	-2%
-2%	-71%	-1%
0%	0%	0%
2%	70%	1%
4%	138%	2%
6%	205%	3%

Iz toga slijedi da, kako bi ispravno procijenili kut gubitaka, prirast funkcije gubitaka na mjestu maksimalnog tlaka δF_{LPP} treba biti u korelaciji sa srednjom vrijednošću δF_m a ne sa δF_1 .

Tako jednačba (15) postaje:

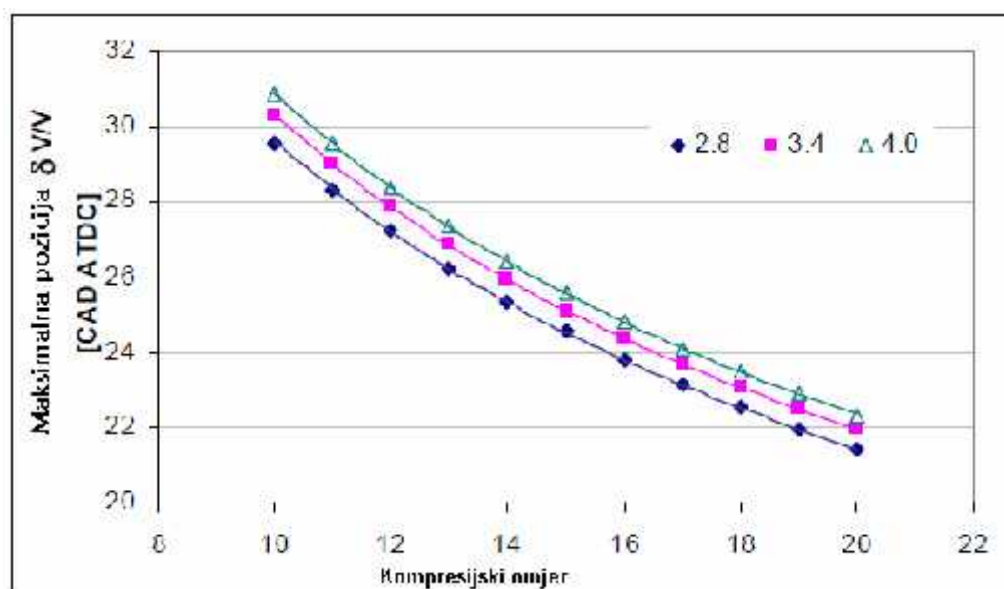
$$\delta F_{LPP} = 1.95 \delta F_m \quad (18)$$

Stoga ova metoda koja se temelji na izraunu prirasta funkcije gubitaka δF_1 i δF_2 kod minimalne i maksimalne pozicije V/V ($\delta \vartheta_1$ i $\delta \vartheta_2$), koji prema jednadžbi (18) omogućuju izraun promjena funkcije gubitaka na mjestu maksimalnog tlaka δF_{LPP} . To je opet povezano uz kut gubitaka $\vartheta_{gubitaka}$, koji se može izraunati pomoću jednadžbe (14) i koji određuje položaj gornje mrtve točke (vidi jednadžbu (8)).

Određivanje kutnih pozicija $\delta \vartheta_1$ i $\delta \vartheta_2$ na kojima je funkcija minimalna i maksimalna, zahtjeva izvođenje jednadžbe (12) čiji je rezultat neriješiva funkcija u varijabli ϑ .

Stoga ove kutne pozicije moraju biti vrednovane prema numeričkim metodama, obzirom na omjer kompresije ρ u rasponu od 10 do 20 i omjer klipnja e u rasponu od 0,25 – 0,35 određuju se kutne pozicije $\delta \vartheta_1 = (-\delta \vartheta_2)$ koristeći interpolaciju polinoma drugog reda na krivulje V/V proširenu na raspon od $\pm 0,4$ stupnjeva oko položaja ekstremnih vrijednosti. Rezultati, kao što je istaknuto na slici 8, pokazali su da su kutne pozicije $\delta \vartheta_1$ i $\delta \vartheta_2$ ovisne o omjeru kompresije te o omjeru klipnja e . Dobiveni podaci dopuštaju izvođenje formule za izraun kutne pozicije pri kojima se nalaze minimalni i maksimalni omjeri V/V s preciznošću od 0,1 stupanj:

$$\vartheta_{1,2} = \pm 76.307 \cdot \frac{1}{\rho}^{0.123} \cdot e^{-0.466} \quad (19)$$



Slika 9. Maksimalna pozicija V/V s različitim omjerima kompresije i za različite omjere klipnja e

3.2. Modeli prijenosa topline

Tri različita modela prijenosa topline su uzeti u obzir, u cilju procjene rezultata neovisno o zakonu izmjene topline:

a) Woschni
$$h = 3.26d^{-0.2}(2.28u_m)^{0.8}T^{-0.53}p^{0.8} \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Gdje je:

d - promjer cilindra [m]

T - temperatura plina [K]

p - tlak plina [kPa]

u_m - srednja brzina klipa [m/s]

b) Hoenberg
$$h = 130V^{0.06}(u_m + 1.4)^{0.8}T^{0.4}p^{0.8} \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Gdje je:

V – trenutni volumen cilindra [m³]

T - temperatura plina [K]

p - tlak plina [bar]

u_m - srednja brzina klipa [m/s]

c) Eichelberg
$$h = 2.43u_m^{0.33}(pT)^{0.5} \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Gdje je:

T - temperatura plina [K]

p - tlak plina [bar]

u_m - srednja brzina klipa [m/s]

Nakon odabira modela, toplina primljena od strane plin tijekom vremenskog razdoblja δt (tj. u rotaciji luka $\delta \vartheta$) može se ocijeniti kao:

$$\delta Q = h \cdot T \cdot A \cdot t = \frac{h \cdot T \cdot A \cdot \vartheta}{\dots} \quad [\text{J}] \quad (20)$$

Gdje je:

- okretaji motora, rad / s

$\Delta T = T_{\text{stijenke}} - T$ -razlika izme u temperature stijenki cilindra i temperatura plinova, K

A - trenutna površina stijenki cilindra, m^2

Istjecanje plina je modeliran kao ekvivalent mase koja te e kroz mlaznice, stoga masa δm koja je ušla u vremenskom intervalu δt može se izraziti kao:

$$\delta m = -G_{\text{mlaznica}} \delta t = \frac{-G_{\text{mlaznica}} \delta \vartheta}{\dots} \quad [\text{kg}] \quad (21)$$

Gdje je:

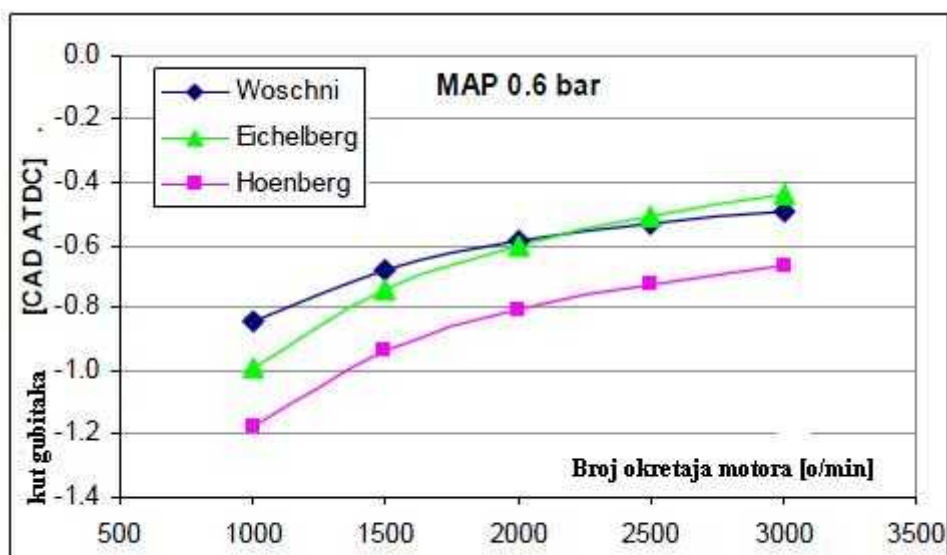
G_{mlaznica} - maseni protok, kg/s

- okretaji motora, rad / s

Maseni protok naravno ovisi o stanju tlaka u cilindru i temperaturi i o ekspanzijskom omjeru

$p_{\text{out}} / p :$

$$G_{\text{malznice}} = \begin{cases} A_N \sqrt{km \frac{p}{V} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} & \text{ako je } \frac{p_{\text{out}}}{p} \leq \left[\frac{p_{\text{out}}}{p} \right]_{\text{CR}} \approx 0.53 \\ A_N \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} m \frac{p}{V} \left[\left(\frac{p_{\text{out}}}{p} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{\text{out}}}{p} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} & \text{ako je } \frac{p_{\text{out}}}{p} > \left[\frac{p_{\text{out}}}{p} \right]_{\text{CR}} \approx 0.53 \end{cases} \quad (22)$$



Slika 10. Usporedba vrijednosti kuta gubitaka koriste i tri modela prijenosa topline ($\rho = 10$)

U termodinami kom modelu c_p i c_v se smatraju funkcije temperature plinova te vrijede za zrak:

$$c_p = 1403.06 - 360.72 \left(\frac{1000}{T} \right) + 108.24 \left(\frac{1000}{T} \right)^2 - 10.79 \left(\frac{1000}{T} \right)^3 \quad [\text{J/kgK}] \quad (23)$$

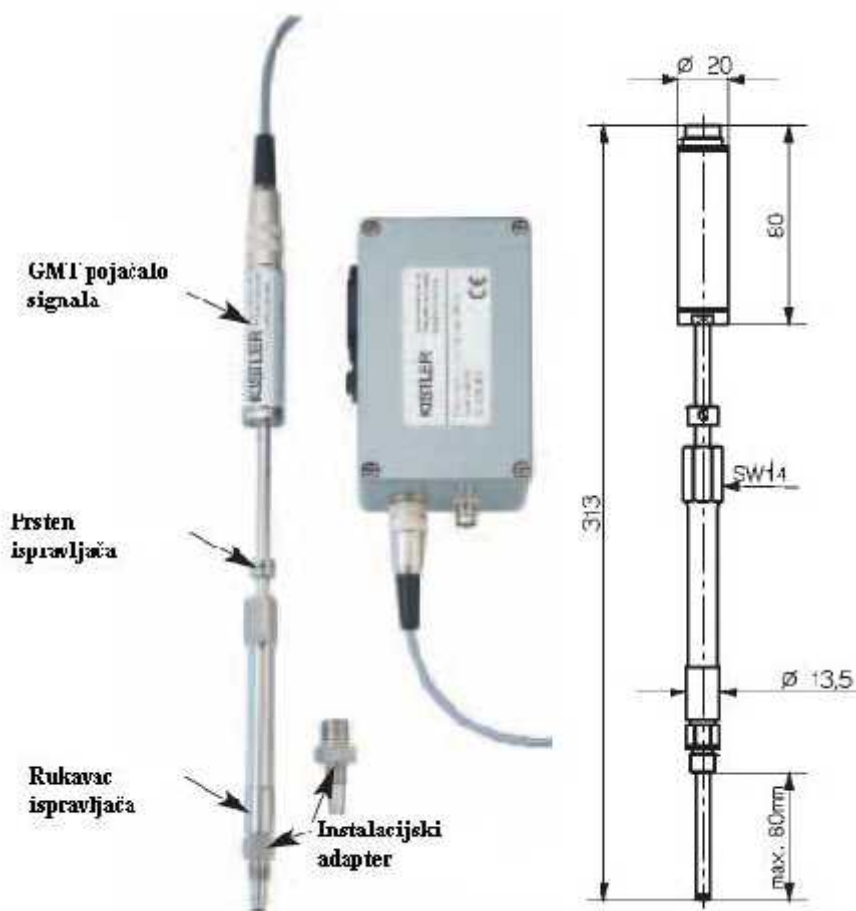
$$c_v = c_p - R' \quad \text{ i } \quad R' = 287.1 \quad [\text{J/kgK}]$$

4. ODREĐIVANJE GORNJE MRTVE TOČKE POMODU SENZORA

4.1. GMT sustav senzora tipa 2629A Kistler

GMT sustav senzora sastoji se od GMT senzora s integriranim pojačalom i napajanjem. On se koristi za dinamičko određivanje gornje mrtve točke u klipnim motorima. To omogućuje poznavanje gornje mrtve točke je od velike važnosti za ispitivanja koja se odvijaju unutar motora, budući da su sva mjerenja bilježila u odnosu na kut radilice i u odnosu na GMT. Kod nekih termodinamičkih veličina kao što je srednje indicirani tlak, odstupanje od samo $0,1^\circ$ kuta radilice od pravog mjesta gornje mrtve točke daje pogreške u rezultatu od nekoliko postotaka.

Prednost izravnog određivanja GMT, u usporedbi određivanja položaja maksimalnog tlaka iz krivulje tlaka je ta da nema potrebe za korekcijom koja uključuje termodinamički kut gubitaka.



Slika 11. Struktura sustava GMT senzora

4.1.1. Opis strukture sustava GMT senzora

GMT sustav se sastoji od:

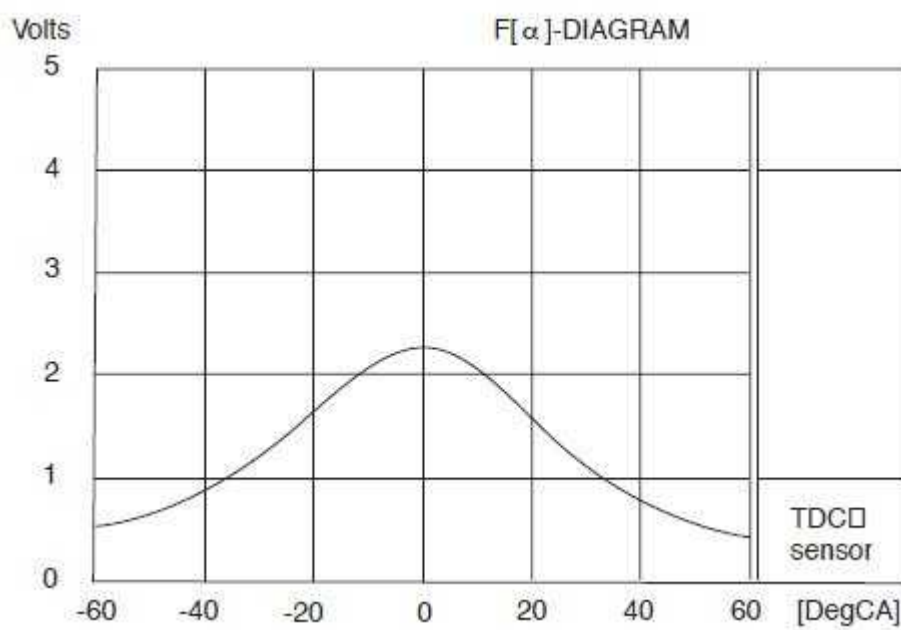
- GMT senzora
- GMT pojačalo signala
- GMT napajanja
- GMT kabela
- Mrežno-priključnog kabela

Ovaj sustav proizvodi kapacitivne struje pomaka kao mjerni signal, koji je funkcija kretanja klipa, a time i kuta radilice. GMT pojačalo je ugrađeno u GMT senzor. On pretvara položaj ovisan o senzoru kapacitivnosti u naponski signal. GMT napajanje daje odabir BNC-priključka izmeću izlaznog napona te izlaza električnog naboja. Izlazni signal se bilježi prema položaju kuta radilice, a zatim procijenjuje kako bi se utvrdilo točno mjesto GMT. Ovaj proces zahtjeva koder kuta radilice te digitalni mjerni instrument, na primjer digitalni osciloskop za potrebe snimanja i ocjenjivanja GMT signala.

Im motor radi, javljaju se promjene u senzoru kapacitivnosti koje se očituju kao signal sa amplitudom, koji je obrnuto proporcionalan udaljenosti izmeću vrha GMT senzora i vrha klipa.

4.1.2. Primjena

GMT senzor 2629 koristi se za određivanje dinamičke gornje mrtve točke. Uređaj je instaliran u nosač mlaznice ili otvor svijeće motora.

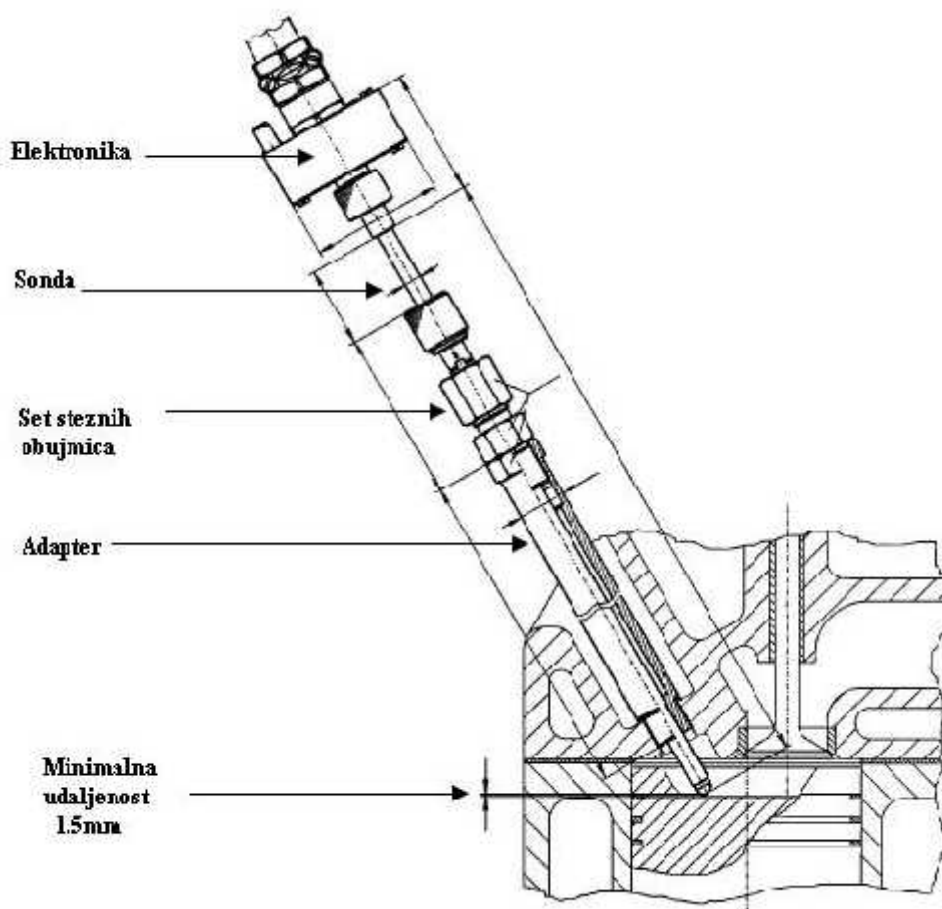


Slika 12. GMT signal u odnosu na kut radilice

Kako bi se utvrdilo točno mjesto GMT maksimalna amplituda signala senzora mora biti procijenjen. Zbog visokog stupnja simetrije signala ova procijena može se provoditi s velikom točnošću.

4.2. AVL OT-SENSOR 428

Kapacitivni GMT senzor 428 služi za određivanje dinamičke gornje mrtve točke.



Slika 13. Struktura i montaža senzora AVL OT-sensor 428

Posebno razvijeni elektronički sklop nudi analogni signal, čija maksimalna vrijednost odgovara poziciji GMT u motoru.

GMT senzor se ugrađuje u glavu cilindra preko trenutno dostupnih provrta (npr. Provrta brizgaljki, svijećica ili provrta pretvarača tlaka) pomoću prikladnih adaptera.

5. PRIMJER ODRE IVANJA GMT

5.1 Ulazni parametri

Tablica 3 Podaci o motoru

Podaci motora	CFR
Promjer cilindra [mm]	82.65
Hod klipa [mm]	114.3
Duljina klipnja e [mm]	254
Kompresijski omjer [-]	11.95
Brzina vrtnje motora [o/m]	1200

Geometrija komore za izgaranje (potrebno za izra un toplinskog prijenosa):

1. Površina glave [mm²]: 3509
2. Površina klipa [mm²]: 5317.55
3. Površina cilindra u GMT [mm²]: 34402.78

Podaci o ventilskim otvorima:

Usis:

4. Kut otvaranja ventila [°KV]: Otvoren 15 prije GMT-e, Zatvoren 50 nakon DMT-e
5. Broj ventila [-]: 1

Ispuh:

6. Kut otvaranja ventila [°KV]: Otvoren 50 nakon DMT-e, Zatvoren 15 prije GMT-e
7. Broj ventila [-]: 1

5.2 Proračun određivanja GMT

Na samom početku potrebno je odrediti položaje kuti zakreta koljenastog vratila pri kojima su $\delta V / V$ minimalni odnosno maksimalni.

$$\vartheta_{1,2} = \pm 76.307 \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)^{0.123} \cdot \rho^{-0.466} = \pm 76.307 \cdot \left(\frac{1}{0.225}\right)^{0.123} \cdot 11.95^{-0.466} = \pm 28.9^\circ \text{KV}$$

Određivanje funkcije gubitaka za položaj koljenastog vratila od -28.9°KV :

$$\delta F_{-28.9^\circ} = \left[c_p \frac{V}{V} \right]_{-28.9^\circ} + \left[c_v \frac{p}{p} \right]_{-28.9^\circ}$$

$$\frac{\delta V}{V}_{-28.9^\circ} = \frac{\sin(\vartheta) \left(1 + \frac{\cos(\vartheta)}{\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2(\vartheta)}} \right) \delta \vartheta}{\frac{2}{\rho - 1} + \frac{1}{\lambda} + 1 - \cos(\vartheta) - \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2(\vartheta)}}$$

$$\frac{\delta V}{V}_{-28.9^\circ} = \frac{\sin(-28.9) \left(1 + \frac{\cos(-28.9)}{\sqrt{4.44^2 - \sin^2(-28.9)}} \right) \cdot 0.001745}{\frac{2}{11.95 - 1} + 4.44 + 1 - \cos(-28.9) - \sqrt{4.44^2 - \sin^2(-28.9)}} = -0.003029$$

Sada se računava promijena tlaka u cilindru tijekom rotacije koljenastog vratila:

$$\delta p_{-28.9^\circ} = \frac{1}{V} [\delta Q_1 (\kappa - 1) - \kappa p_1 \delta V] + \kappa p_1 \frac{\delta m_1}{m_1}$$

Da bi izračunali promijenu tlaka u cilindru moramo izračunati toplinu primljenu od strane plina kao i količinu pobjegle mase.

$$\delta Q_1 = h_1 \cdot \Delta T_1 \cdot A_1 \cdot \delta t = \frac{h_1 \cdot \Delta T_1 \cdot A_1 \cdot \delta \vartheta}{\omega}$$

Odabire se sljedeći model prijenosa topline:

$$h_1 = 3.26 d^{-0.2} (2.28 u_m)^{0.8} T^{-0.53} p^{0.8}$$

$$h_1 = 3.26 \cdot 0.08265^{-0.2} (2.28 \cdot 5.19)^{0.8} 519^{-0.53} 1197.1235^{0.8} = 378.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Toplina koja je primljena od strane plina iznosi:

$$\delta Q_1 = \frac{378.8 \cdot 410 \cdot 0.005522 \cdot 0.001745}{125.66} = 12.78 \cdot 10^{-3} \text{ J}$$

Pobjegla količina mase iznosi:

$$\delta m_1 = -G_{\text{mlaznica1}} \delta t = \frac{-G_{\text{mlaznica1}} \delta \vartheta}{\omega}$$

$$G_{\text{malznice1}} = A_N \sqrt{\kappa m \frac{p}{V} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}}$$

$$G_{\text{malznice1}} = 4.7522 \cdot 10^{-5} \sqrt{1.35 \cdot 7.3718 \cdot 10^{-4} \frac{1197123.5}{1.0224 \cdot 10^{-4}} \left(\frac{2}{1.35 + 1} \right)^{\frac{1.35 + 1}{1.35 - 1}}} = 0.0944 \text{ kg/s}$$

$$\delta m_1 = \frac{-0.0944 \cdot 0.001745}{125.66} = 1.31 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$$

$$\frac{\delta m_1}{m} = \frac{1.31 \cdot 10^{-6}}{7.3718 \cdot 10^{-4}} = 1.7783 \cdot 10^{-3}$$

Promijena tlaka u cilindru:

$$\delta p_{-28.9^\circ} = \left[\frac{\delta Q_1}{V} (\kappa - 1) - \kappa p_1 \frac{\delta V}{V} \right] + \kappa p_1 \frac{\delta m_1}{m_1}$$

$$\delta p_{-28.9^\circ} = \left[\frac{12.78 \cdot 10^{-3}}{1.0224 \cdot 10^{-4}} (1.35 - 1) - 1.35 \cdot 1197123.5 \cdot (-0.0030298) \right] + 1.35 \cdot 1197123.5 \cdot 1.7783 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 2066.31 \text{ Pa}$$

$$\left[\frac{\delta p}{p} \right]_{-28.9^\circ} = \frac{2066.31}{1197123.5} = 0.001726$$

Sada se izračuna kut gubitaka za položaj gde je $\delta V/V$ minimalan:

$$\delta F_{-28.9^\circ} = \left[c_p \frac{V}{V} \right]_{-28.9^\circ} + \left[c_v \frac{p}{p} \right]_{-28.9^\circ}$$

$$\delta F_{-28.9^\circ} = 1042.6 \cdot (-0.0030298) + 755.5 \cdot 0.001726 = -1.855 \text{ J/kgK}$$

Sada je potrebno sve ponoviti za položaj koljenastog vratila od 28.9° .

$$\frac{V}{V_{28.9^\circ}} = \frac{\sin(28.9) \left(1 + \frac{\cos(28.9)}{\sqrt{4.44^2 - \sin^2(28.9)}} \right) \cdot 0.001745}{\frac{2}{11.95 - 1} + 4.44 + 1 - \cos(28.9) - \sqrt{4.44^2 - \sin^2(28.9)}} = 0.003029$$

$$h_2 = 3.26 \cdot 0.08265^{-0.2} (2.28 \cdot 5.19)^{0.8} 574^{-0.53} 1088.5339^{0.8} = 356.3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

$$\delta Q_2 = \frac{356.3 \cdot 424 \cdot 0.005522 \cdot 0.001745}{125.66} = 11.58 \cdot 10^{-3} \text{ J}$$

$$G_{\text{malznice2}} = 4.7522 \cdot 10^{-5} \sqrt{1.35 \cdot 7.3718 \cdot 10^{-4} \frac{1088533.9}{1.0224 \cdot 10^{-4}} \left(\frac{2}{1.35 + 1} \right)^{\frac{1.35+1}{1.35-1}}} = 0.09 \text{ kg/s}$$

$$\delta m_2 = \frac{-0.09 \cdot 0.001745}{125.66} = 1.249 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$$

$$\frac{\delta m_2}{m} = \frac{1.249 \cdot 10^{-6}}{7.3718 \cdot 10^{-4}} = 1.695 \cdot 10^{-3}$$

$$\begin{aligned} \delta p_{-28.9^\circ} &= \left[\frac{11.58 \cdot 10^{-3}}{1.0224 \cdot 10^{-4}} (1.35 - 1) - 1.35 \cdot 1088533.9 \cdot (0.0030298) \right] + 1.35 \cdot 1088533.9 \cdot 1.7783 \cdot 10^{-3} = \\ &= -6903.83 \text{ Pa} \end{aligned}$$

$$\left[\frac{p}{p} \right]_{28.9^\circ} = \frac{-6903.83}{1088533.9} = -0.006342$$

$$\delta F_{28.9^\circ} = 1046.1 \cdot (0.0030298) + 755.5 \cdot (-0.006342) = 1.644 \text{ J/kgK}$$

Sada se ra una srednja vrijednost funkcije gubitaka:

$$\delta F_m = \left(\frac{\delta F_{-28.9^\circ} + \delta F_{28.9^\circ}}{2} \right) = \left(\frac{\delta F_{\min dV/V} + \delta F_{\max dV/V}}{2} \right) = \frac{-1.855 + 1.644}{2} = -0.107 \text{ J/kgK}$$

Odre ivanje funkcije gubitaka u položaju maksimalnog tlaka:

$$\delta F_{LPP} = 1.95 \delta F_m = 1.95 \cdot (-0.107) = -0.20865 \text{ J/kgK}$$

Vrijednost kuta gubitaka iznosi:

$$\vartheta_{\text{gubitaka}} = \frac{2}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\frac{1}{\lambda}}{\frac{1}{\lambda} + 1} \cdot \left[\frac{1}{c_p} \cdot \frac{F}{\vartheta} \right]_{LPP}$$

$$\vartheta_{\text{gubitaka}} = \frac{2}{11.95 - 1} \cdot \frac{\frac{1}{0.225}}{\frac{1}{0.225} + 1} \cdot \left[\frac{1}{1060.1} \cdot \frac{-0.20865}{0.001745} \right]_{LPP} = -0.016814 \text{ rad}$$

$$\vartheta_{\text{gubitaka}} = -0.96^\circ \text{KV}$$

6. ZAKLJUČAK

To ne poznavanje položaja koljenastog vratila kada se klip u cilindru nalazi u svojoj najvišoj točki je neophodno tijekom postupka indiciranja motora. Ako je poznat položaj koljenastog vratila gdje je tlak u cilindru maksimalan i ako su poznate dimenzije motora određivanje položaja gornje mrtve točke može se provesti relativno brzo i precizno u nekoliko koraka.

1. Prvi je korak izračunavanje položaja koljenastog vratila gdje je funkcija V/V minimalna odnosno maksimalna pomoću jednadžbe:

$$\vartheta_{1,2} = \pm 76.307 \cdot \frac{1}{\lambda}^{0.123} \cdot \lambda^{-0.466}$$

2. Tada se za te položaje koljenastog vratila računa funkcija gubitaka pomoću jednadžbe:

$$F = c_p \frac{V}{V} + c_v \frac{p}{p}$$

te se uzima srednja vrijednost funkcije gubitaka u tim položajima koljenastog vratila:

$$\delta F_m = \left(\frac{\delta F_1 + \delta F_2}{2} \right) = \left(\frac{\delta F_{\min dV/V} + \delta F_{\max dV/V}}{2} \right)$$

3. Onda se računa iznos funkcije gubitaka u položaju gdje je maksimalni tlak preko jednadžbe:

$$\delta F_{LPP} = 1.95 \delta F_m$$

4. I na kraju se računa kut gubitaka pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\vartheta_{\text{gubitaka}} = \frac{2}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\frac{1}{\lambda}}{\frac{1}{\lambda} + 1} \cdot \left[\frac{1}{c_p} \cdot \frac{F}{\vartheta} \right]_{LPP}$$

7. LITERATURA

- [1] <http://hr.wikipedia.org>
- [2] Piptone, E., Beccari A.: Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach, Part1: Base theory, Dipartimento di Meccanica – University of Palermo
- [3] Piptone, E., Beccari A.: Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach, Part 2: Assessment of the method and robustness test, Dipartimento di Meccanica – University of Palermo
- [4] http://www.intertechnology.com/Kistler/pdfs/ACC_2629_TDC_Sensor_System.pdf
- [5] https://www.avl.com/c/document_library/get_file?uuid=3ca605d0-40ef-4293-9469-16af057c75d4&groupId=10138

